

*Zu PG 06106*

Erteilt auf Grund des Ersten Überleitungsgesetzes vom 8. Juli 1949  
(WiGBL. S. 175)

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



AUSGEGEBEN AM  
31. OKTOBER 1957

DEUTSCHES PATENTAMT

# PATENTSCHRIFT

Nr. 967 306

KLASSE 63 c GRUPPE 34 01

INTERNAT. KLASSE B 62 d

W 4267 II/63 c

Hellmut Weinrich, Oberhausen (Rhld.)-Sterkrade  
ist als Erfinder genannt worden

Hellmut Weinrich, Oberhausen (Rhld.)-Sterkrade

Stufenloses, selbsttätig regelndes Getriebe,  
insbesondere für Kraftfahrzeuge

Patentiert im Gebiet der Bundesrepublik Deutschland vom 8. Oktober 1950 an

Patentanmeldung bekanntgemacht am 15. November 1951

Patenteilung bekanntgemacht am 17. Oktober 1957

Ein stufenlos und sich selbst regelndes Getriebe ist für Fahrzeuge geeignet, weil es sich besonders gut den Bedingungen, die im Fahrzeugbetrieb auftreten, anpaßt. Die Bedingung, die in erster Linie an ein solches Fahrzeuggetriebe gestellt wird, besteht darin, daß sich das Übersetzungsverhältnis entsprechend den zu überwindenden Fahrwiderständen einstellt. Diese Anpassung des Übersetzungsverhältnisses an den Fahrwiderstand wird von den üblichen Zahnradsschaltgetrieben in grober Annäherung erfüllt, setzt aber die bekannte Schaltbetätigung voraus. Die bisher gebauten Flüssigkeitsgetriebe, die sich diesen Verhältnissen

schon weit besser anpassen konnten, sind aber wegen des bedeutend ungünstigeren Wirkungsgrades gegenüber Zahnradsschaltgetrieben nur in sehr beschränktem Umfange angewendet worden.

Es sind auch bereits Getriebe vorgeschlagen worden, die aus einem als Leistungsteilergetriebe wirkenden Differentialgetriebe und einem Strömungsgetriebe bestehen. Bei Normalbetrieb wird hierbei der größte Teil, etwa 75 %, der an der Antriebswelle zugeführten Leistung über das Differentialgetriebe direkt der Abtriebswelle zugeführt, während nur der restliche Teil, etwa 25 %, der zu übertragenden Leistung über das Strömungs-

15  
20  
25  
709 742/80

BEST AVAILABLE COPY

getriebe geleitet wird. Aber auch diese stufenlosen und selbstdäig regelnden Getriebe haben sich bisher, zumal für kleine Leistungen, nicht eingeführt.

- Die Erfindung bezieht sich nun auf ein derartiges stufenloses, selbstdäig regelndes Getriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge, bei denen ein leistungsteilendes Differentialgetriebe einem Strömungsgetriebe vorgeschaltet ist, dessen mit der Abtriebswelle verbundenes Turbinenrad beim Antrieb der Abtriebswelle in entgegengesetzter Drehrichtung zu dem mit dem Differentialgetriebe verbundenen Pumpen- oder Gebläserad mitläuft. Um mit einem solchen Getriebe einen hohen Wirkungsgrad über den gesamten Drehzahlbereich und eine große Momentenwandlung beim Anfahren bei geringen Herstellungskosten zu erreichen, wird gemäß der Erfindung vorgeschlagen, die Schaufeln des Turbinenrades in an sich bekannter Weise im Durchflußquerschnitt mit dem kleinsten Durchmesser des Strömungskreislaufes anzurichten und axial durchströmen zu lassen und in ebenfalls bekannter Weise als Überdruckschaufeln auszubilden.

25

$$\left( \text{definiert als } \frac{\text{Durchflußvolumen}}{\text{Durchflußquerschnitt} \cdot \text{Umfangsgeschwindigkeit}} \right)$$

- ändert sich zwischen den beiden Grenzbetriebszuständen, dem Anfahren und der Höchstgeschwindigkeit nur so wenig, daß der Pumpenwirkungsgrad fast konstant bleibt.

Diese äußerst wichtigen Eigenschaften verbessern den hydraulischen Teil des Getriebes in hohem Maße. Erreicht werden diese Eigenschaften durch die gleichzeitige Anwendung der für sich im einzelnen bekannten Merkmale von Gegenlauf zwischen Pumpen- und Turbinenlaufrad, axial durchströmtem Turbinenlaufrad, das im kleinsten Durchmesser des Strömungskreises angeordnet ist und durch die Ausbildung der Turbinenlaufschaufeln als Überdruckschaufeln. Die Eigenschaften des Strömungskreises nach der Erfindung können aber mit bekannten Einrichtungen nicht erzielt werden, bei denen radiale Turbinenlaufräder vorgesehen sind, weil beim radialen Turbinenlaufrad die Zentrifugalkraft des Treibmittels dem von der Pumpe erzeugten Oldruck entgegenwirkt. Hierdurch können die Auslaßquerschnitte des Turbinenlaufrades bei den bekannten Ausführungen nicht so klein bemessen werden, wie es zur gesamten Umsetzung der Pumpenergie in Gleichdrall beim Anfahren erforderlich ist, so daß die Anfahrtswandlung der Radialturbine erheblich hinter der Axialturbine zurückbleibt. Aber auch bei hoher Fahrgeschwindigkeit kann bei den bekannten Getrieben das radiale Turbinenlaufrad bei weitem nicht das Geschwindigkeitsverhältnis von Drehzahl der Turbine zur Drehzahl der Pumpe annehmen wie bei der Axialturbine. Ebenso nimmt bei der bekannten Ausführung die Druckziffer des Pumpenlaufrades erheblich mit zunehmender Turbinendrehzahl ab. Die Vorteile, die die Kombination nach der Erfindung aufweist, sind insofern bei den bekannten Getrieben nicht vorhanden.

Durch diese Kombination wird erreicht, daß beim Anfahren die gesamte von der Pumpe auf das Treibmittel übertragene Energie in dem Turbinenlaufrad bei geringen Schaufelverlusten in Drehgeschwindigkeit (Drall) des Treibmittels umgewandelt wird, wobei die Drehgeschwindigkeit des Treibmittels den gleichen Drehsinn hat wie das Pumpenlaufrad und mit diesem Drehsinn in das Pumpenlaufrad eintritt. Hierdurch wird das Drehmoment, das das Pumpenlaufrad aufnimmt, bedeutend verringert, wodurch die Drehzahl des Pumpenlaufrades beim Anfahren einen vielfachen Wert annimmt als bei hoher Fahrgeschwindigkeit. Die Folge hiervon ist eine erhebliche Steigerung von Durchsatz und Drehmoment der Turbine ohne Steigerung des Pumpendrehmoments.

Das axiale Turbinenlaufrad kann eine sehr hohe Drehzahl bei hoher Fahrgeschwindigkeit annehmen, die nach Versuchen etwa bis zum 3,5- bis 4fachen Wert der Drehzahl des Pumpenlaufrades gesteigert werden kann.

Die Durchflußzahl des Pumpenlaufrades

#### Durchflußvolumen

$\frac{\text{Durchflußvolumen}}{\text{Durchflußquerschnitt} \cdot \text{Umfangsgeschwindigkeit}}$

In der Zeichnung sind mehrere Ausführungsbeispiele von Getrieben gemäß der Erfindung schematisch dargestellt, und zwar zeigt

Fig. 1 einen Längsschnitt,

Fig. 2 die Abwicklung des Meridianschnittes durch die Schaufeln des Strömungskreises nach Fig. 1,

Fig. 3 die Geschwindigkeitsdiagramme des Flüssigkeitsstromes für drei verschiedene Regelzustände,

Fig. 4 eine Abänderung im Längsschnitt,

Fig. 5 eine weitere Ausführung,

Fig. 6 ein zusätzliches Umkehrgetriebe eingeschaltet und

Fig. 7 ausgeschaltet.

Nach Fig. 1 ist das Differentialgetriebe als Planetengetriebe ausgeführt. Die vom Motor kommende Leistung wird über die Abtriebswelle 1 dem Planetenträger 2 zugeführt. An dem Planetenträger 2 sind mehrere Bolzen 3 befestigt, auf denen die Planetenräder 4 drehbar gelagert sind. Diese Planetenräder sind als Zahnräder ausgebildet und befinden sich gleichzeitig im Eingriff mit dem Außenrad 5, das eine Innenverzahnung trägt, und dem Innenrad 6, das eine Außenverzahnung besitzt. Das Innenrad 6 ist durch die Pumpenwelle 7 mit dem Pumpenlaufrad 8 fest verbunden. Das Pumpenlaufrad ist in dem Gehäuse 9 drehbar gelagert. Außerdem ist in diesem Gehäuse das Turbinenlaufrad 10 drehbar angeordnet. Dieses Turbinenlaufrad 10, dessen Schaufeln axial durchströmt und als Überdruckschaufeln mit tragflächenprofilartiger Schaufelform ähnlich wie die Schaufeln einer Kaplan-turbine ausgebildet werden, ist über die Hohlwelle 11 mit dem Innenrad 13 eines Planetengetriebes verbunden. Das Innenrad 13 steht im Eingriff mit den Planetenräden 14, die um die

feststehenden Bolzen 15 drehbar sind. Die Planetenräder 14 stehen außerdem im Eingriff mit dem Außenrad 16, das fest mit der Abtriebswelle 12 verbunden ist. Durch dieses zweite Getriebe kann

5 gleichzeitig erreicht werden, daß das Turbinenlauf-  
rad 10 schneller umläuft als die Abtriebswelle 12. Hierdurch ist es möglich, die Turbinenlaufschaufeln  
10 entgegen den bisher üblichen Ausführungen im  
kleinsten Durchmesser des Strömungskreises zwi-  
schen dem feststehenden Leitrad 17 und dem  
Pumpenrad 18 anzuordnen und axial zu durch-  
strömen. Durch diese Maßnahme kann der Regel-  
bereich, in dem der Wirkungsgrad der hydrau-  
lischen Energieübertragung entsprechend hoch ist,  
15 bedeutend vergrößert werden. Das wirkt sich be-  
sonders in dem einen Grenzfall, wenn die Abtriebs-  
welle stillsteht und der Motor mit Vollgas läuft,  
aus.

Während bei einem Getriebe mit gleichlaufendem Pumpen- und Turbinenrad das Anfahrdrehmoment der Abtriebswelle höchstens auf den doppelten Wert ansteigt wie bei der vollen Drehzahl, kann mit der Anordnung nach Fig. 1 durch die geschilderten Maßnahmen das Anfahrdrehmoment auf den 3- bis 5fachen Wert gesteigert werden.

Fig. 2 zeigt die Abwicklung des Meridianschnittes durch die Schaufeln des Strömungskreises nach Fig. 1. Hierbei stellt

- I die Schaufeln des stillstehenden Leitrades,
- II die Schaufeln des Turbinenrades und
- III die Schaufeln des Pumpenrades dar.

In Fig. 3 sind die Geschwindigkeiten des Flüssigkeitsstromes für drei verschiedene Regelwiderstände angegeben.

Hierbei bedeutet

- $c_1$  = absolute Geschwindigkeit bei Austritt aus dem Leitrad,
- $c_2$  = absolute Geschwindigkeit bei Austritt aus dem Turbinenrad,
- 40  $w_1$  = relative Geschwindigkeit bei Eintritt in das Turbinenrad,
- $w_2$  = relative Geschwindigkeit bei Austritt aus dem Turbinenrad,
- 45  $w_3$  = relative Geschwindigkeit bei Eintritt in das Pumpenrad;

IV zeigt die Geschwindigkeitsverhältnisse beim Anfahren, also bei Stillstand der Abtriebswelle;

V zeigt die Verhältnisse in einem mittleren Drehzahlbereich;

50 VI zeigt die Geschwindigkeitsverhältnisse bei Höchstdrehzahl der Abtriebswelle.

Die Fälle IV und VI stellen also die Grenzfälle dar, zwischen denen sich der gesamte Regelvorgang abspielt. Die Absolutgeschwindigkeiten  $c_2$  lassen die starke Veränderung des Dralles der Strömung vor dem Pumpenrad erkennen. Dieser Drall ist bei IV sehr groß, während er bei VI nahezu Null wird.

Während bei den Ausführungen des Getriebes 60 nach Fig. 1 Antriebs- und Abtriebswelle auf der gleichen Seite konzentrisch umeinander angeordnet sind (eine Ausführung, die bei Motorradschaltgetrieben häufig angewendet wird), stellt Fig. 4

eine Ausführung dar, bei der sich Antriebs- und Abtriebswelle auf gegenüberliegenden Seiten des Getriebes befinden (Anwendung bei Kraftwagengetrieben).

Bei der Ausführungsform nach Fig. 4 ist die Antriebswelle 1 mit dem Außenrad 5 des Differentialgetriebes und der Planetenträger 2 fest mit der Abtriebswelle 12 verbunden. Das Getriebe zwischen Turbine und Abtriebswelle ist in diesem Falle ebenfalls als Planetengetriebe ausgebildet, befindet sich aber auf der anderen Seite des Strömungsgeschriebes. Der Planetenträger 18 ist fest mit der Abtriebswelle 12 verbunden, während das Außenrad 16 fest mit dem Gehäuse 9 gekuppelt ist.

Solange durch das Regelgetriebe Leistung von der Antriebswelle 1 nach der Abtriebswelle 12 übertragen wird, läuft die Abtriebswelle 12 stets langsamer als die Antriebswelle 1 und das Pumpenrad 8 in entgegengesetzter Drehrichtung zur Antriebswelle 1. Das Turbinenrad 10 dreht sich dagegen in gleichem Sinne wie die Abtriebswelle 12, weil der Planetenträger 18 mit der Abtriebswelle 12 verbunden ist.

Nach Fig. 4 ist eine Zahnradölpumpe 19 in das Lagergehäuse der Antriebswelle 1 eingebaut. Diese Zahnradölpumpe hat die Aufgabe, sämtliche Lagerstellen und Zahnradeingriffe mit Öl zu versorgen und den Strömungskreis der hydraulischen Energieübertragung ständig mit Öl gefüllt zu halten. Es ist hierbei laufend diejenige Ölmenge zuzuführen, die an den Lagerstellen der Pumpenwelle 20 und der Turbinenwelle 21 infolge des Überdruckes im Strömungskreis entweicht.

Das Öl der Zahnradpumpe wird über einen Ringraum und radiale Bohrungen 22 in die axiale Bohrung 23 der Antriebswelle 1 gedrückt. Von dort strömt es weiter in die axiale Bohrung 24 der Abtriebswelle 12, von wo aus durch radiale Bohrungen die Zahnräder, Lagerstellen und der Strömungskreis mit Öl versorgt werden. Das Öl sammelt sich in den Ölbehältern 25, aus denen es erneut durch die Zahnradpumpe 19 angesaugt wird.

Um Hohlräumbildung in dem Strömungskreis der hydraulischen Energieübertragung zu vermeiden, besitzt das Pumpenrad 8 auf der dem Turbinenrad 10 zugekehrten Seite radiale Schaufeln 26, durch die der Druck im Strömungskreis erhöht und die Ausscheidung von Luft erreicht wird.

In Fig. 5 ist eine Ausführungsform des Regelgetriebes dargestellt, die dann in Frage kommt, wenn gleichzeitig eine große Untersetzung ins Langsame zwischen An- und Abtriebswelle erwünscht wird, z. B. wenn der Antrieb der Welle 1 durch eine schnell laufende Turbine erfolgt. Hierbei ist die Antriebswelle 1 mit dem Innenrad 6 des Differentialgetriebes verbunden und das Außenrad 4 mit dem Pumpenrad 8.

In den Fällen, in denen etwas größere Abmessungen des Getriebes zugelassen werden können, kann Luft als Treibmittel im Strömungskreis an Stelle von Öl verwendet werden. Wird hierbei ständig ein Teil der Luft erneuert, so kann hierdurch eine sehr wirksame Kühlung erreicht werden. Fig. 5 zeigt,

- wie dieser Luftaustausch vor sich geht. Ein Teil der im Strömungskreis zirkulierenden Luft entweicht durch Öffnungen 27, die sich an den Stellen der Leitschaufeln 17 befinden, an denen die Gefahr des Rückströmens besteht, nach dem ringförmigen Sammelraum 28 des Gehäuses 9 und von dort durch Bohrungen 29 ins Freie. An einer anderen Stelle des Strömungskreises, an dem ein niedrigerer Druck vorhanden ist, wird Luft von außen über die Bohrungen 30, den ringförmigen Sammelraum 31 und die Bohrungen 32 angesaugt. Die Luftableitung durch die Bohrungen 27 wird gleichzeitig zur Grenzschichtabsaugung an den Leitschaufeln verwendet, um Rückströmungen zu vermeiden.

- 15 Fig. 6 und 7 zeigen eine Umschaltmöglichkeit des Planetengetriebes zwischen Turbinenwelle 21 und Abtriebswelle 12, derart, daß der Drehsinn der Abtriebswelle in beschränktem Umfang geändert werden kann. Die Fig. 6 stellt das Planetengetriebe im normalen Arbeitsbereich dar, während Fig. 7 die Umschaltung auf Rückwärtsgang darstellt. Beim Vorwärtsgang (Fig. 6) des Getriebes ist der axial verschiebbare Planetenträger 18 durch Kuppelung der Stirnzähne 33 mit entsprechenden Zähnen 34 des Flansches 35 der Abtriebswelle 12 und das ebenfalls axial verschiebbare Außenrad 16 mit fest am Gehäuse 9 befindlichen Zähnen 36 gekuppelt. Das Drehmoment des Turbinenrades 10 wird mittin über die Turbinenwelle 21, die das verbreiterte Innenrad 13 des Planetengetriebes trägt, und die Planetenräder 14 auf den Planetenträger 18 übertragen, der durch die Zähne 34 mit der Abtriebswelle 12 verbunden ist.

- Zum Rückwärtsgang der Abtriebswelle 12 werden nun das Außenrad 16 und der Planetenträger 18 gegenläufig zueinander axial verschoben. Zu diesem Zweck ist, wie schematisch in Fig. 6 und 7 angedeutet ist, innerhalb des Gehäuses 9 ein Doppelnocken 37 gelagert, der durch einen — nicht dargestellten — Hebel verstellbar ist. Dieser Doppelnocken wirkt auf einen auf einer Welle 38 gelagerten Hebel 39, der mit dem als Muffe ausgebildeten Außenrad 16 in Verbindung steht. Bei einer Verschwenkung des Hebels 39 nach rechts wird auch das Außenrad 16 nach rechts verschoben, wobei der Eingriff mit den Zähnen 36 des Gehäuses gelöst und eine Kupplung mit den Zähnen 40 des Flansches 35 geschaffen wird (Fig. 7). Der Doppelnocken 37 beeinflußt außerdem einen ebenfalls auf der Welle 38 gelagerten Hebel 41, der auf eine auf der Abtriebswelle 12 geführten Muffe 42 einwirkt, die über im Innern der Abtriebswelle 12 geführten Schieberbolzen 43 den Planetenträger 18 nach links verschiebt, so daß dieser mit seinen Zähnen 44 zur Kupplung mit den Zähnen 45 des Gehäuses 9 gebracht wird. Beim Rückwärtsgang steht also der Planetenträger 18 still, so daß das mit der Abtriebswelle verbundene Außenrad 16 umgekehrt umläuft wie die Turbinenwelle 21. Dies wird dadurch erreicht, daß das Drehmoment, das von der Turbine herrührt, größer ist als dasjenige, das vom Differentialgetriebe über die Abtriebswelle ausgeübt wird.

Das Regelgetriebe kann noch in mannigfacher Form abgeändert werden, so z. B. dadurch, daß das Differentialgetriebe in der üblichen Kegelradausführung gebaut wird. Auch kann das Planetengetriebe dadurch anders gebaut werden, daß die Planetenräder je zwei Zahnkränze mit verschiedenem Durchmesser tragen, von denen einer in das Außenrad, der andere in das Innenrad eingreift, oder das Außenrad durch ein Zahnrad mit Außenverzahnung ersetzt wird. Auch kann das Getriebe zwischen Turbinenlaufrad und Abtriebswelle als normales Zahnradgetriebe ausgebildet werden.

#### PATENTANSPRÜCHE:

1. Stufenloses, selbsttätig regelndes Getriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge, bei dem ein leistungsteilendes Differentialgetriebe einem Strömungsgetriebe vorgeschaltet ist, dessen mit der Abtriebswelle verbundenes Turbinenrad beim Antrieb der Abtriebswelle in entgegengesetzter Drehrichtung zu dem mit dem Differentialgetriebe verbundenen Pumpen- oder Gebläserad mitläuft, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaufeln des Turbinenrades in an sich bekannter Weise im Durchflußquerschnitt mit dem kleinsten Durchmesser des Strömungskreislaufes angeordnet und axial durchströmt und in ebenfalls bekannter Weise als Überdruckschaufeln ausgebildet sind.

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebswelle mit dem Innenrad, die Abtriebswelle mit dem Planetenträger und die Pumpen- oder Gebläsewelle mit dem Außenrad des Planetengetriebes verbunden sind.

3. Getriebe nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß an einer der Stirnflächen des Pumpenrades oder des Turbinenrades radiale Schaufeln angebracht sind.

4. Getriebe nach Anspruch 1 mit Luft als Energieübertrager, dadurch gekennzeichnet, daß ein Teil der Luft in dem Strömungsgetriebe fortlaufend erneuert wird.

5. Getriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß an Stellen hohen Druckes Luft aus dem Strömungskreis durch Öffnungen nach außen über Sammelringe abgeleitet wird, während an Stellen niederen Druckes Luft von außen durch Öffnungen angesaugt wird.

6. Getriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Luft an den Stellen der Leitschaufeln abgeleitet wird, an denen die Gefahr des Rückströmens besteht, so daß die Ableitung der Luft eine grenzschichtabsaugende Wirkung hat.

In Betracht gezogene Druckschriften:  
Deutsche Patentschriften Nr. 221 422, 653 589,  
685 178, 688 588, 732 945, 739 402;  
Schweizerische Patentschriften Nr. 171 800,  
184 372;

französische Patentschriften Nr. 746 048,  
805 729, 941 196;  
britische Patentschriften Nr. 377 649, 488 648,  
617 901;  
USA.-Patentschriften Nr. 1 822 555, 2 135 282,  
2 145 005, 2 146 369, 2 176 105;

Glückauf vom 25.9.1948, S. 643, Abb. 9, und  
S. 644, linke Spalte, Zeile 4 bis 9;  
Automobiltechnische Zeitschrift, 1938, S. 298.

Entgegengehaltene ältere Rechte:  
Deutsches Patent Nr. 932 053.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

Fig.1

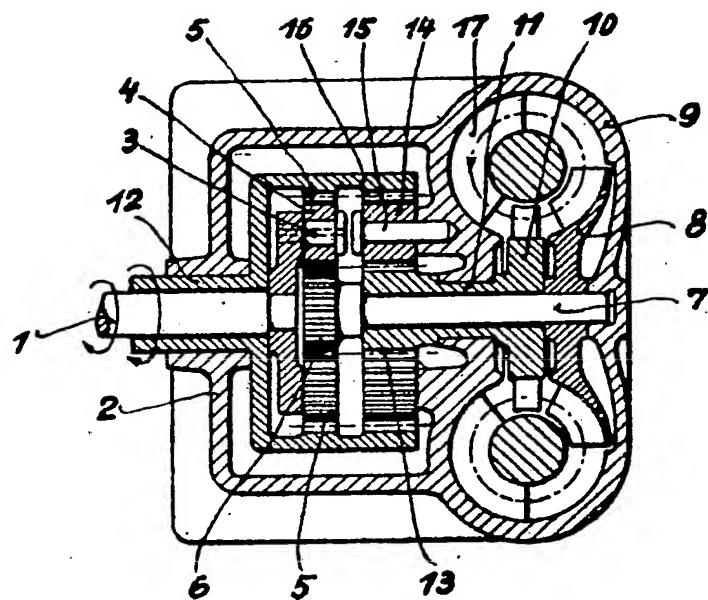


Fig.2

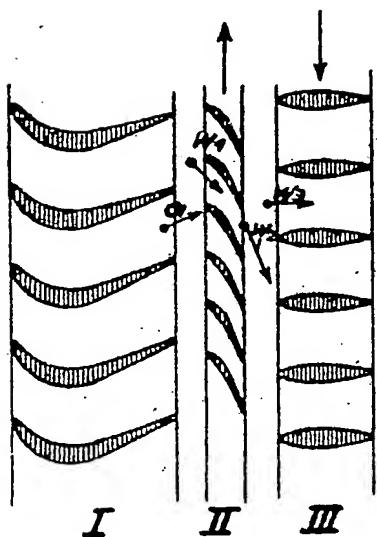
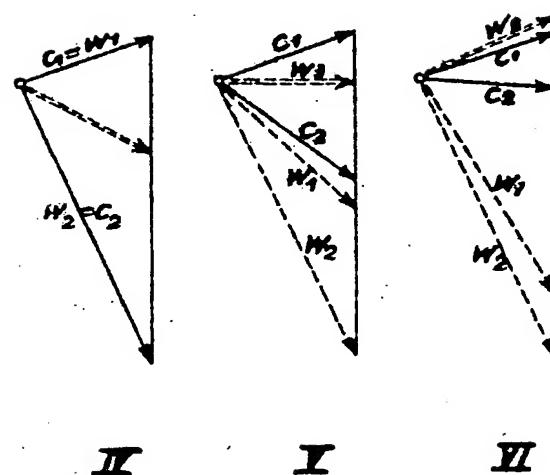


Fig.3



Zu der Patentschrift 967 306  
 Kl. 63c Gr. 34 01  
 Internat. Kl. B 62 d —

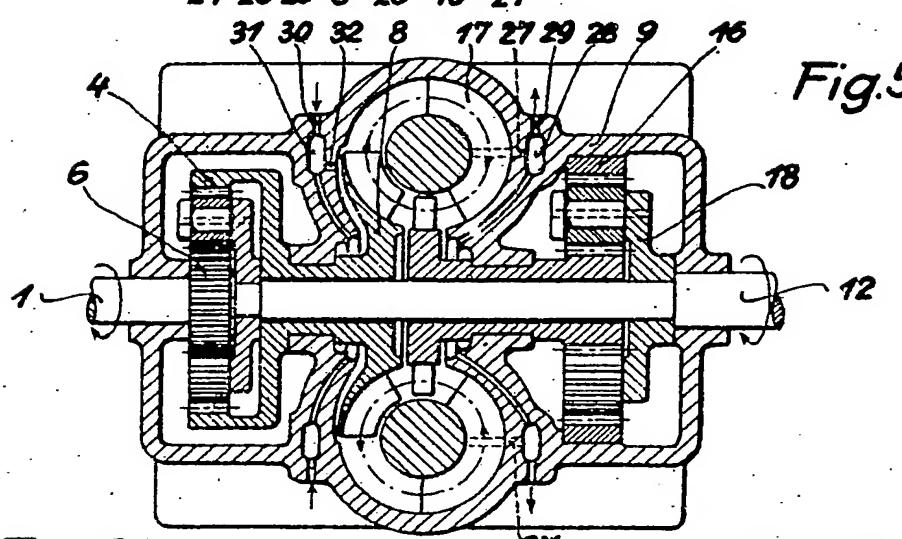
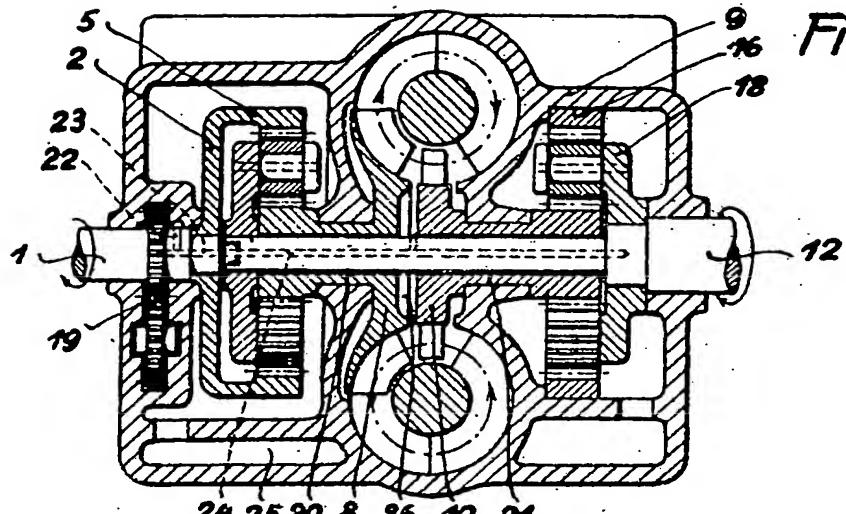


Fig. 6

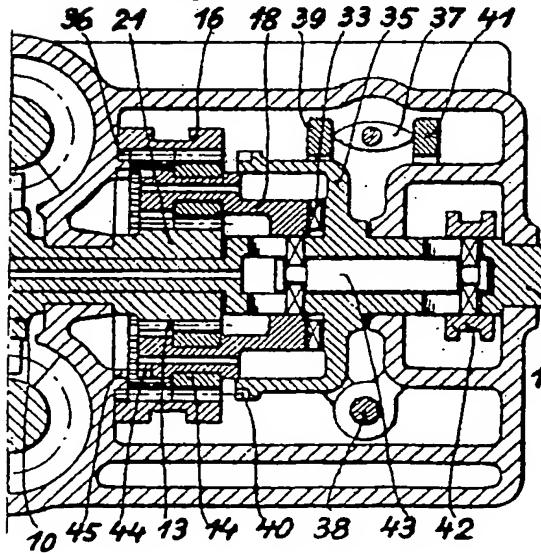
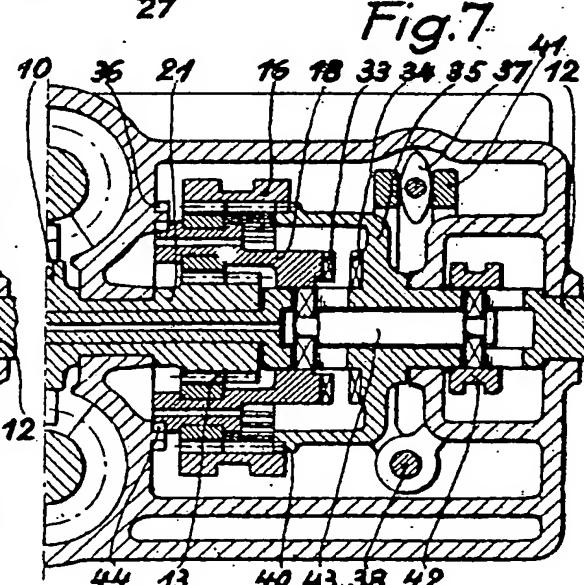


Fig. 7



THIS PAGE BLANK (USPTO)